

Docket No.: 9852/0N062US0
(PATENT)

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Patent Application of:
Katsuaki Hosono

Application No.: Not Yet Assigned

Group Art Unit: N/A

Filed: Concurrently Herewith

Examiner: Not Yet Assigned

For: OIL PUMP ROTOR

CLAIM FOR PRIORITY AND SUBMISSION OF DOCUMENTS

MS Patent Application
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir:


Applicant hereby claims priority under 35 U.S.C. 119 based on the following prior foreign applications filed in the following foreign countries on the dates indicated:

<u>Country</u>	<u>Application No.</u>	<u>Date</u>
Japan	2002-209836	July 18, 2002
Japan	2002-209837	July 18, 2002
Japan	2002-209838	July 18, 2002
Japan	2002-209839	July 18, 2002

In support of this claim, a certified copy of each said original foreign application is filed herewith.

Dated: July 16, 2003

Respectfully submitted,

By 
Joseph R. Robinson *160115 J.R. Robinson*
Registration No.: 33,448 *147,522*

DARBY & DARBY P.C.

P.O. Box 5257

New York, New York 10150-5257

(212) 527-7700

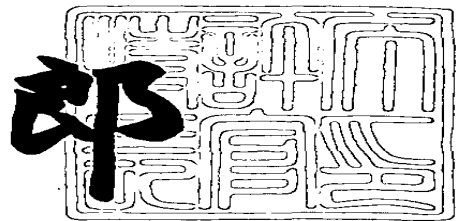
(212) 753-6237 (Fax)

Attorneys/Agents For Applicant

許 庁
CE

別出願書類に記載されて

following application as filed



【書類名】 特許願

【整理番号】 J96242A1

【提出日】 平成14年 7月18日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 B22F 3/00

【発明の名称】 オイルポンプロータ

【請求項の数】 6

【発明者】

【住所又は居所】 新潟県新潟市小金町3丁目1番1号 三菱マテリアル株式会社 新潟製作所内

【氏名】 細野 克明

【特許出願人】

【識別番号】 000006264

【氏名又は名称】 三菱マテリアル株式会社

【代理人】

【識別番号】 100064908

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 正武

【選任した代理人】

【識別番号】 100108578

【弁理士】

【氏名又は名称】 高橋 詔男

【選任した代理人】

【識別番号】 100101465

【弁理士】

【氏名又は名称】 青山 正和

【選任した代理人】

【識別番号】 100117189

【弁理士】

【氏名又は名称】 江口 昭彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100120396

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉浦 秀幸

【選任した代理人】

【識別番号】 100108453

【弁理士】

【氏名又は名称】 村山 靖彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100106057

【弁理士】

【氏名又は名称】 柳井 則子

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008707

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0205685

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 オイルポンプロータ

【特許請求の範囲】

【請求項1】 Z_i 枚 (Z_i は自然数) の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う Z_o 枚 (Z_o は自然数) の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータの歯先部が、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を前記基礎円 D_i の周方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、

前記インナーロータの歯溝部が、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータが、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形とし、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先部の歯形として形成され、

前記インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた前記外歯部分曲線間の距離を α とするとき、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i)、\phi D_o = (Z_i + 1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t / 2, \phi B_i - t / 2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t / 4 \leq \alpha \leq 3 t / 4$$

を満たすことを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項 2】 離間させた前記外歯部分曲線間の距離 α が

$$2 t / 5 \leq \alpha \leq 3 t / 5$$

を満たすことを特徴とする請求項 1 に記載のオイルポンプロータ。

【請求項 3】 Z_i 枚 (Z_i は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う Z_o 枚 (Z_o は自然数) 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータが、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先部の歯形とし、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形として形成され、

前記アウターロータの歯溝部が、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を 2 等分し、得られた 2 つの内歯部分曲線を前記基礎円 D_o の周方向に離間させ、離間させたこれら 2 つの内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、

インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた前記内歯部分曲線間の距離を β とするとき、

$$\phi D i = Z i \cdot (\phi A i + \phi B i), \phi D o = Z o \cdot (\phi A o + \phi B o)$$

$$\phi A i + \phi B i = \phi A o + \phi B o = 2 e$$

$$Z o \cdot \phi D i = Z i \cdot \phi D o$$

$$\phi A o = \phi A i + t / 2, \phi B i - t / 2 = \phi B o$$

を満たすとともに、

$$t / 4 \leq \beta \leq 3 t / 4$$

を満たすことを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項4】 離間させた前記内歯部分曲線間の距離 β が、

$$2 t / 5 \leq \beta \leq 3 t / 5$$

を満たすことを特徴とする請求項3に記載のオイルポンプロータ。

【請求項5】 $Z i$ 枚 ($Z i$ は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $Z o$ 枚 ($Z o$ は自然数) 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータの歯先部が、基礎円 $D i$ に外接して滑りなく転がる外転円 $A i$ によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を前記基礎円 $D i$ の周方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、

前記インナーロータの歯溝部が、基礎円 $D i$ に内接して滑りなく転がる内転円 $B i$ によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータの歯溝部が、基礎円 $D o$ に外接して滑りなく転がる外転円 $A o$ によって創成される外転サイクロイド曲線を歯形として形成され、

前記アウターロータの歯先部が、基礎円 $D o$ に内接して滑りなく転がる内転円 $B o$ によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を前記基礎円 $D o$ の周方向に離間させ、離間させたこれら2つの内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯

形として形成され、

インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた前記外歯部分曲線間の距離を α 、前記内歯部分曲線間の距離を β とするとき、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i)、\phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2、\phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4、t/4 \leq \beta \leq 3t/4$$

を満たすことを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項 6】 離間させた前記外歯部分曲線間の距離 α 、前記内歯部分曲線間の距離 β が、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5、2t/5 \leq \beta \leq 3t/5$$

を満たすことを特徴とする請求項 5 に記載のオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、インナーロータとアウターロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプロータに関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として、小型で構造が簡単な内接歯車型のオイルポンプが広範囲に利用されている。このようなオイルポンプは、 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入さ

れる吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合っており、アウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

このような内接歯車型のオイルポンプでは、雑音の低減、機械効率の向上を目的として、両ロータの歯先間に適切な大きさのチップクリアランスを設定したり、サイクロイド曲線等により構成される歯形を補正する等の工夫が加えられている。具体的には、アウターロータの歯形について均等追い込みを行うことで両ロータの歯面間にクリアランスを設けたり、サイクロイド曲線を平坦化する補正等の、様々な対策が講じられている。

【0004】

しかしながら、歯形の均等追い込みによるチップクリアランスの設定や、サイクロイド曲線を創成する転円径を調整したり歯形の一部を直線で構成したりすることによるサイクロイド曲線の平坦化などのような従来検討されてきた対策では、歯先のクリアランスが適切に設定される一方で歯面全体のクリアランスが大きくなってしまい、ロータ間のがたつきや歯面間の滑り等によるトルク伝達の損失増大、ロータ同士の衝撃による騒音等の問題があった。

さらに、歯面形状の設定により歯面間のクリアランスが不適切になると、流体の圧力脈動が発生あるいは増大し、これによるポンプ性能や機械効率の低下、騒音等が発生するという問題があった。

【0005】

本発明は、このような問題点に鑑みてなされたもので、互いに噛み合うインナーロータおよびアウターロータの歯形を適切な形状に設定し、ポンプ性能や機械効率の低下防止、騒音の発生防止を図ることを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために、本発明のオイルポンプロータは、歯先部を形成す

るサイクロイド曲線を2等分して周方向に互いに離間させることにより、歯先部の歯幅を広げ、両ロータの噛み合いにおける歯幅方向の歯面間隔（クリアランス）を小さくすることを特徴としている。

【0007】

すなわち、請求項1の発明に係るオイルポンプロータは、インナーロータの歯先部が、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を基礎円 D_i の周方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成されることを特徴としている。

【0008】

このオイルポンプロータにおいて、インナーロータの歯溝部は、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。また、アウターロータは、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形とし、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内接円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先部の歯形として形成されている。

【0009】

そして、このオイルポンプロータでは、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた外歯部分曲線間の距離を α とすると、両ロータは、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \quad \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \quad \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4$$

を満たして形成される。

【0010】

また、このオイルポンプロータにおいて、離間させた外歯部分曲線間の距離 α が、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5$$

を満たすことがより好ましい。

【0011】

請求項3の発明に係るオイルポンプロータは、アウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を基礎円 D_o の周方向に離間させ、離間させたこれら2つの内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線で形成されていることを特徴としている。

【0012】

このオイルポンプロータにおいて、アウターロータの歯溝部は、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。

また、インナーロータは、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先部の歯形とし、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝部の歯形として形成されている。

【0013】

そして、このオイルポンプロータでは、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた内歯部分曲線間の距離を β とするとき、両ロータは、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \quad \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t / 2, \phi B_i - t / 2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t / 4 \leq \beta \leq 3 t / 4$$

を満たして形成される。

【0014】

また、このオイルポンプロータにおいて、離間させた内歯部分曲線間の距離 β が、

$$2 t / 5 \leq \beta \leq 3 t / 5$$

を満たすことがより好ましい。

【0015】

請求項5の発明に係るオイルポンプロータは、インナーロータの歯先部が、基礎円 D_i に外接して滑りなく転がる外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの外歯部分曲線を基礎円 D_i の周方向に離間させ、離間させたこれら2つの外歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成され、かつアウターロータの歯先部が、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を2等分し、得られた2つの内歯部分曲線を基礎円 D_o の周方向に離間させ、離間させたこれら内歯部分曲線を曲線または直線でつないで滑らかに連続させることで描かれる曲線を歯形として形成されていることを特徴としている。

【0016】

このオイルポンプロータにおいて、インナーロータの歯溝部は、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。

また、アウターロータの歯溝部は、基礎円 D_o に外接して滑りなく転がる外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯形として形成されている。

【0017】

そして、このオイルポンプロータでは、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、外転円 A_i の直径を ϕA_i 、内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロー

タの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、外転円 A_o の直径を ϕA_o 、内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータとアウトロータとの偏心量を e 、チップクリアランスを t 、離間させた外歯部分曲線間の距離を α 、内歯部分曲線間の距離を β とするとき、両ロータは、

$$\phi D_i = Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i), \phi D_o = Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o)$$

$$\phi A_i + \phi B_i = \phi A_o + \phi B_o = 2e$$

$$Z_o \cdot \phi D_i = Z_i \cdot \phi D_o$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t/2, \phi B_i - t/2 = \phi B_o$$

を満たすとともに、

$$t/4 \leq \alpha \leq 3t/4, t/4 \leq \beta \leq 3t/4$$

を満たして形成される。

【0018】

また、このオイルポンプロータにおいて、離間させた外歯部分曲線間の距離 α 、内歯部分曲線間の距離 β が、

$$2t/5 \leq \alpha \leq 3t/5, 2t/5 \leq \beta \leq 3t/5$$

を満たすことがより好ましい。

【0019】

この発明によれば、インナーロータおよびアウトロータの少なくともいずれかの歯形が、歯面を周方向に変位させることにより歯先の周方向歯厚を僅かに大きくして形成されているので、チップクリアランスだけでなく歯面全体のクリアランスが適切に設定されたオイルポンプロータを得ることができる。

【0020】

すなわち、チップクリアランス等の形状が適切に形成されたオイルポンプロータの形状に基づき、周方向に歯先部の歯面を大きくして形成されることにより、歯先の先端位置が変化せずに周方向歯厚が大きくなっているため、従来よりもさらに静粛性や機械性能の優れたオイルポンプロータを得ることができる。

【0021】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の実施形態について説明する。

図 1 に示すオイルポンプは、 Z_i 枚 (Z_i は自然数、本実施形態においては $Z_i = 10$) の外歯 11 が形成されたインナーロータ 10 と、各外歯 11 と噛み合う Z_o 枚 (本実施形態では $Z_o = Z_i + 1 = 11$) の内歯 21 が形成されたアウターロータ 20 とを備え、これらインナーロータ 10 とアウターロータ 20 とがケーシング 30 の内部に収納されている。

【0022】

インナーロータ 10、アウターロータ 20 の歯面間には、両ロータ 10、20 の回転方向に沿ってセル C が複数形成されている。各セル C は、両ロータ 10、20 の回転方向前側と後側で、インナーロータ 10 の外歯 11 とアウターロータ 20 の内歯 21 とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング 30 によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セル C は両ロータ 10、20 の回転に伴って回転移動し、1 回転を 1 周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0023】

ケーシング 30 には面積が増大するときのセル C に連通する吸入ポートと、減少するときのセル C に連通する吐出ポートとが設けられていて、吸入ポートからセル C に吸入された流体が両ロータ 10、20 の回転に伴い回転移動して吐出ポートから吐出されるようになっている。

【0024】

インナーロータ 10 とアウターロータ 20 とは、インナーロータ 10 の外歯 11 の歯先部 12 先端と、アウターロータ 20 の内歯 21 の歯先部 22 先端とが正対する回転位置において両歯先間に生じるクリアランス (チップクリアランス)、およびこの回転位置関係においてインナーロータ 10 の歯先部 12 とアウターロータ 20 の歯溝部 23 とが噛み合う部分での、インナーロータ 10 の歯先部 12 先端とアウターロータ 20 の歯溝部 23 中央との間に生じるクリアランスが、それぞれ均等の $t/2$ となるように、中心 O_i 、 O_o を偏心量 e だけ偏心させて配置されている。

【0025】

インナーロータ 10 は、回転軸に取り付けられて中心 O_i を中心として回転可

能に支持されており、インナーロータ 1 0 の基礎円 D_i (直径 ϕD_i) に外接して滑りなく転がる外転円 A_i (直径 ϕA_i) によって創成される外転サイクロイド曲線 1 6 と、基礎円 D_i に内接して滑りなく転がる内転円 B_i (直径 ϕB_i) によって創成される内転サイクロイド曲線 1 7 とを元にして外歯 1 1 の歯形が形成されている。

【 0 0 2 6 】

アウターロータ 2 0 は、中心 O_o をインナーロータ 1 0 の中心 O_i に対して偏心 (偏心量: e) させて配置され、中心 O_o を中心として回転可能に支持されている。アウターロータ 2 0 の内歯 2 1 は、基礎円 D_o (直径 ϕD_o) に外接して滑りなく転がる外転円 A_o (直径 ϕA_o) によって創成される外転サイクロイド曲線 2 7 と、基礎円 D_o に内接して滑りなく転がる内転円 B_o (直径 ϕB_o) によって創成される内転サイクロイド曲線 2 6 とを元にして歯形が形成されている。

【 0 0 2 7 】

ここで、インナーロータ 1 0 とアウターロータ 2 0 との間には、以下の関係式が成り立つ。なお、ここでは寸法単位を mm (ミリメートル) とする。

【 0 0 2 8 】

インナーロータ 1 0 の歯形状を形成する元となる曲線について、外転円 A_i および内転円 B_i の転がり距離が基礎円 D_i の円周に等しくなければならないことから、

$$\begin{aligned} \pi \cdot \phi D_i &= Z_i \cdot \pi \cdot (\phi A_i + \phi B_i) \\ \text{すなわち } \phi D_i &= Z_i \cdot (\phi A_i + \phi B_i) \quad \dots (Ia) \end{aligned}$$

【 0 0 2 9 】

同様に、アウターロータ 2 0 の歯形状を形成する元となる曲線について、外転円 A_o および内転円 B_o の転がり距離が基礎円 D_o の円周に等しくなければならないことから、

$$\begin{aligned} \pi \cdot \phi D_o &= Z_o \cdot \pi \cdot (\phi A_o + \phi B_o) \\ \text{すなわち } \phi D_o &= Z_o \cdot (\phi A_o + \phi B_o) \quad \dots (Ib) \end{aligned}$$

【 0 0 3 0 】

つぎに、インナーロータ 1 0 とアウターロータ 2 0 とが噛み合うことから、

$$\phi A i + \phi B i = \phi A o + \phi B o = 2 e \quad \cdots (II)$$

上記式 (Ia) , (Ib) , (II) から、

$$Z o \cdot \phi D i = Z i \cdot \phi D o \quad \cdots (III)$$

【 0 0 3 1 】

さらに、両ロータ 1 0 , 2 0 の噛み合い位置から半回転進んだ位置において外歯 1 1 の歯先と内歯 2 1 の歯先とが対峙するとき両歯先間に形成されるチップクリアランスから、

$$\phi A i + t / 2 = \phi A o$$

$$\phi B i - t / 2 = \phi B o$$

の関係を満たす。

【 0 0 3 2 】

ここで、インナーロータ 1 0 の外歯 1 1 の詳細形状について図 2 (a) ~ 図 2 (c) を参照して説明する。インナーロータ 1 0 の外歯 1 1 は、歯先部 1 2 および歯溝部 1 3 が周方向に交互に連続して形成されている。

【 0 0 3 3 】

歯先部 1 2 の形状を描くには、まず、外転円 $A i$ による外転サイクロイド曲線 1 6 (図 2 (a)) を、歯先頂点 A で 2 等分し、外歯部分曲線 1 2 a , 1 2 b とする。次いで、図 2 (b) に示すように、外歯部分曲線 1 2 a , 1 2 b を基礎円 $D i$ の周方向に回転変位して離間させて両曲線 1 2 a , 1 2 b の間を距離 α だけ離間する。このときの両曲線 1 2 a , 1 2 b 間の角度を θi とする。そして、図 2 (c) に示すように、離間された両曲線 1 2 a , 1 2 b 間を、曲線または直線からなる補間線 1 4 でつなぎ、得られた連続線を歯先部 1 2 の歯面形状とする。

すなわち、歯先部 1 2 は、互いに離間された外歯部分曲線 1 2 a および外歯部分曲線 1 2 b と、両曲線 1 2 a , 1 2 b 間をつなぐ補間線 1 4 とからなる連続線で形成されている。

【 0 0 3 4 】

これにより歯先部 1 2 は、単純な外転サイクロイド曲線 1 6 のみからなる歯先形状と比較して、補間線 1 4 の両端部と基礎円 $D i$ の中心 $O i$ とを結んだ 2 線分

のなす角 θ_i の分だけ周方向に歯厚が大きい形状となっている。なお、本実施形態では、両外歯部分曲線 1 2 a, 1 2 b 間をつなぐ補間線 1 4 は直線としている。

【0035】

このように周方向の歯厚が増大された歯先部 1 2 に対して、本実施形態では歯溝部 1 3 の幅を減少させて形成することにより、歯面形状を全周にわたって滑らかに連続させている。

すなわち、歯溝部 1 3 の形状を描くには、まず、内転円 B_i による内転サイクロイド曲線 1 7 (図 2 (a)) を、歯溝中央点 B で 2 等分し、部分曲線 1 3 a, 1 3 b とする。次いで、図 2 (b) に示すように、両曲線 1 3 a, 1 3 b の端点を歯先部 1 2 を描く連続線の端점에接続するように、部分曲線 1 3 a, 1 3 b を基礎円 D_i の周方向に回転変位する。このとき、両曲線 1 3 a, 1 3 b は歯溝中央点 B を中心として交差し、この交差部 1 5 の角度は θ_i となる。そして、図 2 (c) に示すように、両曲線 1 3 a, 1 3 b を包絡する滑らかな連続線を、歯溝部 1 3 の歯面形状とする。

これにより歯溝部 1 3 は、単純な内転サイクロイド曲線 1 7 のみからなる歯溝形状と比較して、角 θ_i の分だけ周方向の幅が小さい形状となっている。

【0036】

つまり、インナーロータ 1 0 の外歯 1 1 は、外転円 A_i と内転円 B_i によって創成される外転サイクロイド曲線 1 6 および内転サイクロイド曲線 1 7 をそのまま歯面形状とした場合と比較して、歯先部 1 2 の周方向歯厚が増大されるとともに歯溝部 1 3 の周方向幅が縮小された形状となる。

【0037】

ここで、2 つの外歯部分曲線 1 2 a, 1 2 b 間の距離 α は、

$$t/4 \leq \alpha$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$2t/5 \leq \alpha$$

の範囲を満たして設定されることにより、アウターロータ 2 0 に対する歯面間のクリアランスが適切となり、十分に静粛性が向上される。

【 0 0 3 8 】

また、2つの外歯部分曲線 1 2 a, 1 2 b 間の距離 α は、

$$\alpha \leq 3 t / 4$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$\alpha \leq 3 t / 5$$

の範囲を満たして設定されることにより、アウターロータ 2 0 に対するクリアランスが小さくなりすぎることを防ぎ、オイルポンプロータの回転不能・摩耗量の増大・耐久性の低下を防止することができる。

【 0 0 3 9 】

つぎに、アウターロータ 2 0 の内歯 2 1 の形状について図 3 (a) ~ 図 3 (c) を参照して説明する。内歯 2 1 は、歯先部 2 2 および歯溝部 2 3 が周方向に交互に連続して形成されている。

【 0 0 4 0 】

歯先部 2 2 の形状を描くには、まず、内転円 B o による内転サイクロイド曲線 2 6 (図 3 (a)) を、歯先頂点 C で 2 等分し、内歯部分曲線 2 2 a, 2 2 b とする。次いで、図 3 (b) に示すように、内歯部分曲線 2 2 a, 2 2 b を基礎円 D o の周方向に回転変位して離間させて両曲線 2 2 a, 2 2 b 間を距離 β だけ離間する。このときの両曲線 2 2 a, 2 2 b 間の角度を θ とする。そして、図 3 (c) に示すように、離間された内歯部分曲線 2 2 a, 2 2 b 間を、曲線または直線からなる補間線 2 4 でつなぎ、得られた連続線を歯先部 2 2 の形状とする。

すなわち、歯先部 2 2 は、互いに離間された内歯部分曲線 2 2 a および内歯部分曲線 2 2 b と、両曲線 2 2 a, 2 2 b 間をつなぐ補間線 2 4 とからなる連続線で形成されている。

【 0 0 4 1 】

これにより歯先部 2 2 は、単純な内転サイクロイド曲線 2 6 のみからなる歯先形状と比較して、補間線 2 4 の両端部と基礎円 D o の中心 O o とを結んだ 2 線分のなす角 θ の分だけ周方向に歯厚が大きい形状となっている。なお、本実施形態では、両内歯部分曲線 2 2 a, 2 2 b 間をつなぐ補間線 2 4 は直線としている。

【0042】

このように周方向の歯厚が増大された歯先部22に対して、本実施形態では歯溝部23の幅を減少させて形成することにより、歯面形状を全周にわたって滑らかに連続させている。

すなわち、歯溝部23の形状を描くには、まず、外転円A_oによる外転サイクロイド曲線27（図3（a））を、歯溝中央点Dで2等分し、部分曲線23a、23bとする。次いで、図3（b）に示すように、両曲線23a、23bの端点を歯先部22を描く連続線の端点に接続するように、部分曲線23a、23bを基礎円D_oの周方向に回転変位する。このとき、両曲線23a、23bは歯溝中央点Dを中心として交差し、この交差部25の角度は θ となる。そして、図3（c）に示すように、両曲線23a、23bを包絡する滑らかな連続線を、歯溝部23の歯面形状とする。

これにより歯溝部23は、単純な外転サイクロイド曲線27のみからなる歯溝形状と比較して、角 θ の分だけ周方向の幅が小さい形状となっている。

【0043】

つまり、アウターロータ20の内歯21は、外転円A_oと内転円B_oとによって創成される外転サイクロイド曲線27および内転サイクロイド曲線26をそのまま歯面形状とした場合と比較して、歯先部22の周方向歯厚が増大されるとともに、歯溝部23の周方向幅が縮小された形状となる。

【0044】

ここで、2つの内歯部分曲線22a、22b間の距離 β は、

$$t/4 \leq \beta$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$2t/5 \leq \beta$$

の範囲を満たして設定されることにより、インナーロータ10に対する歯面間のクリアランスが適切となり、十分に静粛性が向上される。

【0045】

また、2つの内歯部分曲線22a、22b間の距離 β は、

$$\beta \leq 3t/4$$

の範囲を満たして設定され、より好ましくは

$$\beta \leq 3 t / 5$$

の範囲を満たして設定されることにより、インナーロータ 1 0 に対するクリアランスが小さくなりすぎることを防ぎ、回転不能・摩耗量の増大・耐久性の低下を防止することができる。

【 0 0 4 6 】

なお、図 1 は、 $\phi D i = 52 \text{ mm}$ 、 $\phi A i = 2.5 \text{ mm}$ 、 $\phi B i = 2.7 \text{ mm}$ 、 $\phi D o = 57.2 \text{ mm}$ 、 $\phi A o = 2.56 \text{ mm}$ 、 $\phi B o = 2.64 \text{ mm}$ 、 $e = 2.6$ 、 $t = 0.12 \text{ mm}$ を満たし、両外歯部分曲線 1 2 a, 1 2 b 間の距離 α および両内歯部分曲線 2 2 a, 2 2 b 間の距離 β を、

$$\alpha = \beta = t / 2 (= 0.06 \text{ mm})$$

として形成されたインナーロータ 1 0 およびアウターロータ 2 0 を示している。

【 0 0 4 7 】

このインナーロータ 1 0 およびアウターロータ 2 0 において、 α および β が極めて小さく実サイズでは各部分曲線の変位がわかりにくいので、図 2 (a) ~ 図 2 (c) および図 3 (a) ~ 図 3 (c) では、歯面の詳細形状を説明するために各変位量を大きく誇張して示しており、図 1 に示す実際の形状とは異なる形状となっている。

【 0 0 4 8 】

なお、上記実施形態では、インナーロータ 1 0 およびアウターロータ 2 0 の両方について歯先部 1 2, 2 2 の周方向歯厚を増大させた形状としたが、本発明はこれに限定されず、インナーロータ 1 0 およびアウターロータ 2 0 のいずれか一方の歯先部を増大させた形状として、他方は上述した補正を加えずサイクロイド曲線そのものを歯面形状として形成してもよい。

【 0 0 4 9 】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明のオイルポンプロータによれば、インナーロータおよびアウターロータの少なくともいずれかの歯形が、チップクリアランス等の形状が適切に形成されたオイルポンプロータの形状に基づいて、歯面を周方向に

回転変位して形成されることにより、歯先部の先端位置が変化せずに周方向歯厚が大きくなっているため、従来よりもさらに静粛性や機械性能の優れたオイルポンプロータを得ることができる。

【0050】

特に、外歯部分曲線間の距離 α および内歯部分曲線間の距離 β を、チップクリアランスの $1/4$ 以上とすることにより、両ロータの歯面間のクリアランスを小さくすることができるので、歯面間のクリアランスが大きいことにより生じるロータ同士のがたつきや脈動を防ぎ、機械効率がよく静粛性が高いオイルポンプを提供することができる。

【0051】

さらに、外歯部分曲線間の距離 α および内歯部分曲線間の距離 β を、チップクリアランスの $3/4$ 以下とすることにより、両ロータの歯面間のクリアランスを確保することができるので、円滑に回転し耐久性のよいオイルポンプロータを実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施形態によるオイルポンプロータを示す図である。

【図2】 図1に示すオイルポンプロータを構成するインナーロータの歯形状を示す部分拡大図である。

【図3】 図1に示すオイルポンプロータを構成するアウターロータの歯形状を示す部分拡大図である。

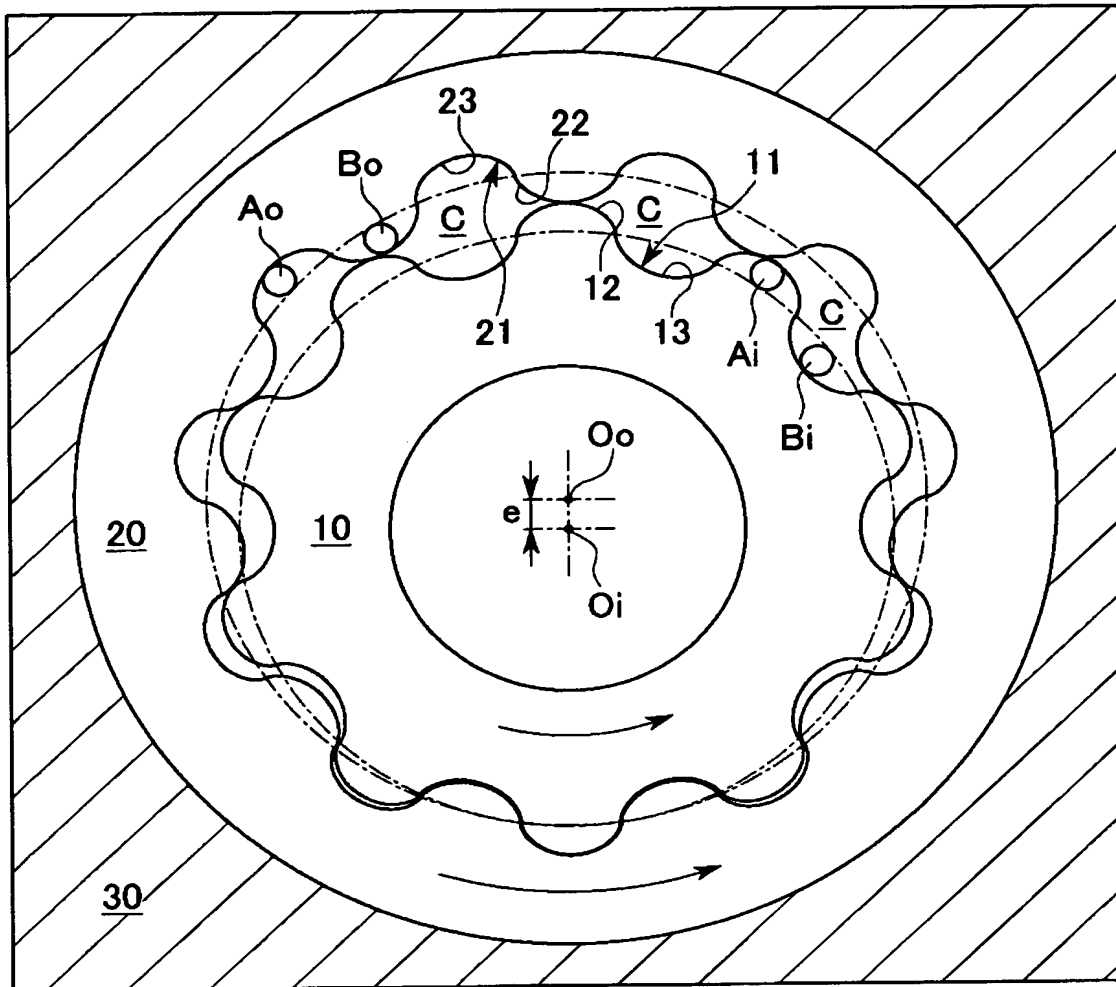
【符号の説明】

- 10 インナーロータ
- 11 外歯
- 12 歯先部
- 12a 外歯部分曲線
- 12b 外歯部分曲線
- 13 歯溝部
- 13a 内歯部分曲線
- 13b 内歯部分曲線

- 1 4 補間線
- 1 5 交差部
- 2 0 アウターロータ
- 2 1 内歯
- 2 2 歯先部
- 2 2 a 内歯部分曲線
- 2 2 b 内歯部分曲線
- 2 3 歯溝部
- 2 3 a 外歯部分曲線
- 2 3 b 外歯部分曲線
- 2 4 補間線
- 2 5 交差部

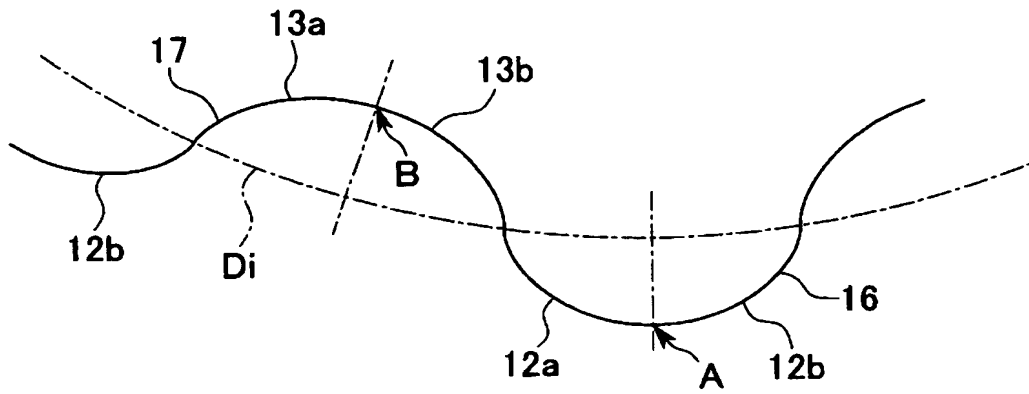
【書類名】 図面

【図 1】

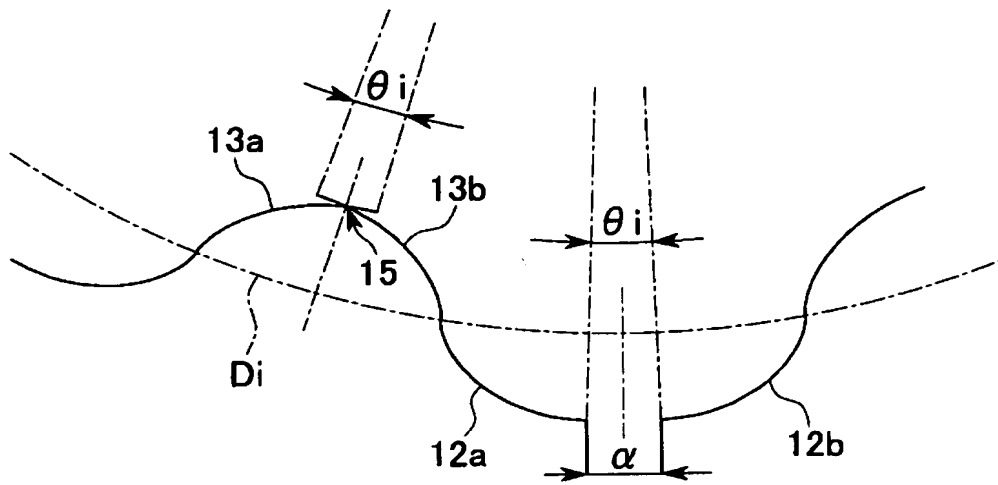


【図 2】

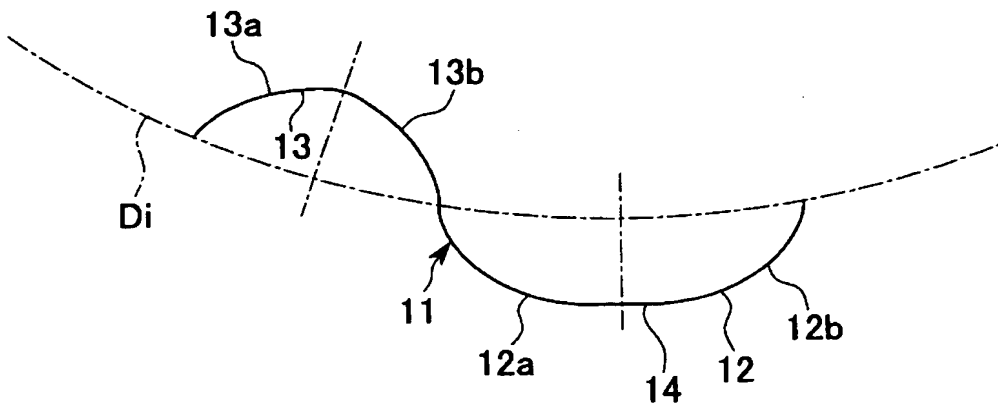
(a)



(b)

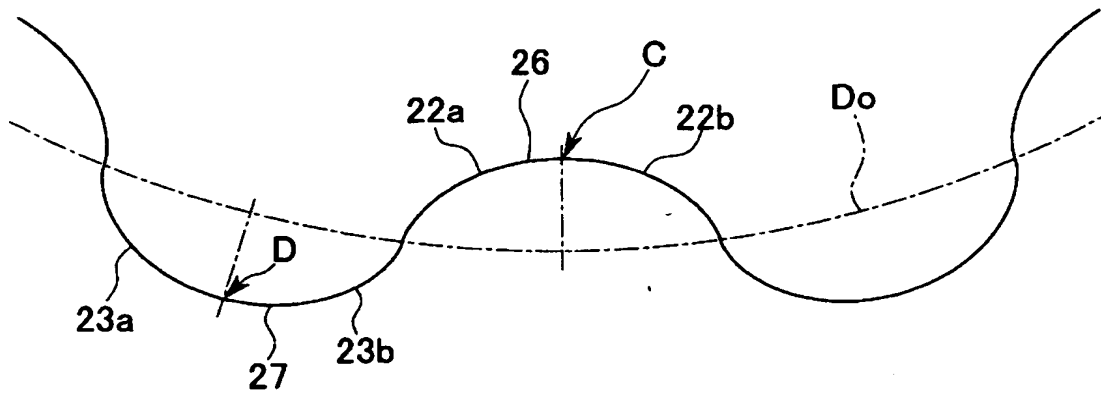


(c)

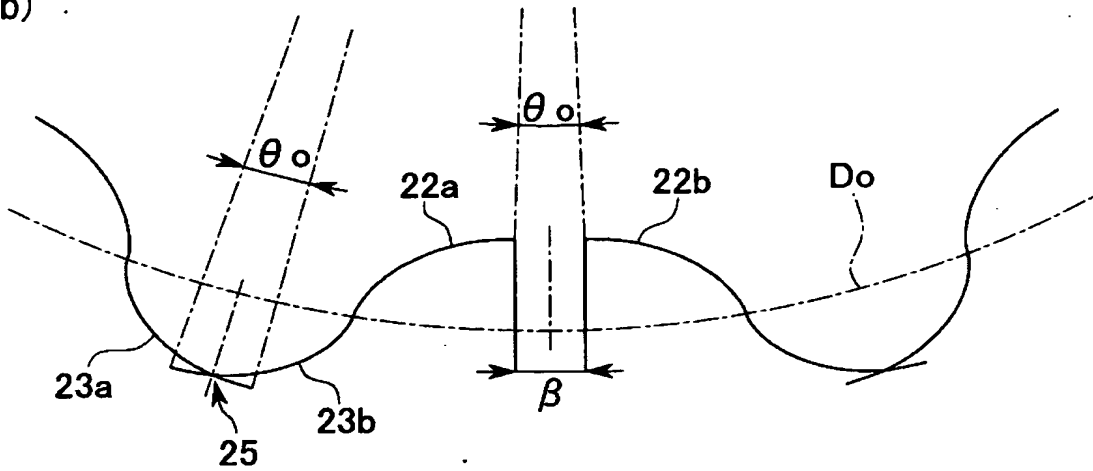


【図 3】

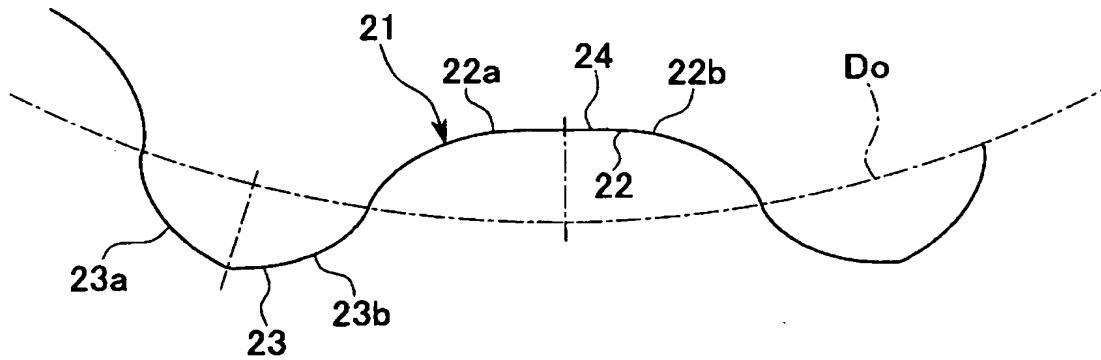
(a)



(b)



(c)



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 互いに噛み合うインナーロータおよびアウターロータの歯形を適切な形状に設定し、ポンプ性能や機械効率の低下防止、騒音の発生防止を図る。

【解決手段】 インナーロータ 1 0 およびアウターロータ 2 0 の少なくともいずれかが、サイクロイド曲線を 2 等分してチップクリアランスの $1/4 \sim 3/4$ の距離離間させた曲線からなる歯面形状を有している。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 6 2 6 4]

1. 変更年月日 1 9 9 2 年 4 月 1 0 日
[変更理由] 住所変更
住 所 東京都千代田区大手町1丁目5番1号
氏 名 三菱マテリアル株式会社